

НАУЧНАЯ СТАТЬЯ

УДК 625.1

DOI: <https://doi.org/10.30932/1992-3252-2024-22-1-4>

Уточненные подходы к критериям оценки динамики в контакте «колесо–рельс»



Петр ЕГОРОВ



Роман КОБЛОВ



Ярослав НОВАЧУК

Петр Егорович Егоров¹, Роман Викторович Коблов², Ярослав Антонович Новачук³

^{1, 2, 3} Дальневосточный государственный университет путей сообщения (ДВГУПС), Хабаровск, Россия.

✉ ² romashka.one2007@rambler.ru.

АННОТАЦИЯ

Согласно Транспортной стратегии Российской Федерации запланированы беспрецедентные объемы перевозок по БАМу и Транссибу за счет повышения весовых норм составов, участковых скоростей движения, эффективности тяговых возможностей тепловозов. Подобные задачи уже ставились в 70-е годы прошлого столетия. Их решение осложнялось недостаточным опытом (по современным представлениям) создания и применения опорно-рамных и комбинированных тяговых приводов на грузовых тепловозах и отсутствием объективного представления об эксплуатационных условиях, в которых предстоит работать проектируемым тепловозам. В этой связи, проектирование колесно-моторных блоков (КМБ) тележечных экипажей тепловозов с опорно-осевым подвешиванием тяговых приводов выполнялось на основе обобщенных результатов эмпирических исследований динамики различных типов и серий локомотивов.

Целью работы является разработка модели математического анализа и алгоритма расчета категорий динамических сил и скорости взаимодействия колес грузового тепловоза в контактах с рельсами, на стадии проектирования тяговых приводов, для обеспечения высоких технико-экономических показателей их работы в условиях эксплуатации.

Многолетний мониторинг надежности работы тепловозов на Восточном участке БАМа определил системные отказы оборудования экипажной части, которыми под-

тверждается необъективность расчетных конструкторских решений тяговых приводов тепловозов современных серий ТЭ25А, 2ТЭ25КМ и 3ТЭ25К2М, созданных в XXI веке. Системные отказы оборудования КМБ современных серий (ТЭ25КМ) являются следствием непосредственного «механистического» заимствования неудачных конструкторских решений универсальных экипажей тепловозов (ТЭ10 и ТЭ116).

В исследовании предложено уточнение теоретических положений моделирования качественных критериев динамики в контактах колес с рельсами тяговых приводов тепловозов на стадии проектирования. Механизм взаимодействия «колесо–рельс» обоснован математической теорией движения круга – циклоидой. Алгоритм оценки сил в контактах колес с рельсами построен на теоремах классической теоретической механики несвободного движения колесной пары и законах динамики как неизменяемой голономной системы.

Получено уточнение характеристик кинематики (угловая скорость, угловое ускорение), реальных центров скоростей и ускорений колес, моментов инерции вращающихся неподдресоренных масс колесно-моторных блоков с опорно-осевым подвешиванием тяговых приводов. Новый подход позволяет количественно оценивать критерии динамики в контактах колес с рельсами на стадии проектирования, которые раньше не поддавались расчету.

Ключевые слова: железнодорожный транспорт, локомотивы, несвободное плоскопараллельное движение колес, поступательная скорость подвижного состава, угловая скорость, угловое ускорение взаимодействия кругов качения колес с рельсами.

Для цитирования: Егоров П. Е., Коблов Р. В., Новачук Я. А. Уточненные подходы к критериям оценки динамики в контакте «колесо–рельс» // Мир транспорта. 2024. Т. 22. № 1 (110). С. 30–35. DOI: <https://doi.org/10.30932/1992-3252-2024-22-1-4>.

Полный текст статьи в переводе на английский язык публикуется во второй части данного выпуска.
English translation of the full text of the article is published in the second part of the issue.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Актуальность исследований

Несмотря на общеизвестные достижения в проектировании и создании отечественных локомотивов, негативные явления конструктивных отказов механического оборудования экипажей в последнее время стали предметом активного дискуссионного обсуждения в кругах ученых, инженеров железнодорожников и машиностроителей [1]. Причины этого следующие:

1) до настоящего времени ни заказчик, ни транспортные машиностроители – исполнители заказов, не располагают математической теорией проектирования более мощных магистральных тепловозов с повышенными показателями надежности, улучшенной динамикой и повышенными тяговыми свойствами [2];

2) проектирование механического оборудования экипажной части выполняется в соответствии с ГОСТ Р 55513–2013 по статической осевой нагрузке, коэффициентам запаса статической прочности и сопротивлению циклической усталости, которые не могут в полной мере отражать реальные критерии сил и реакций нагруженной механической части тяговых приводов в эксплуатационных условиях;

3) решение задач динамики экипажей при несвободном движении материальных точек полюсов колес в контактах с поверхностью рельсов, выполняется по приближенным методикам, в основу которых положена средняя алгебраическая поступательная скорость центров колес, а «это связано, в частности, с отсутствием метода определения угловой скорости ω колес» [3];

4) парадигмы моделирования динамических нагрузок, поступающих на контакты колес с рельсами и подрессоренные массы экипажной части тепловозов, построены только на характеристиках геометрических возмущений от состояния поверхностей рельсов (приведенных к гравитационному ускорению g), по которым оценивают динамические свойства, прочность и долговечность конструкций на стадии проектирования.

Что касается личного опыта исследований, заметим, что вплоть до нынешнего периода не до конца изучены и адаптированы важнейшие законы динамики, категории сил и скоростей взаимодействующих колес и рельсов, лежащие в основе процессов работы механиз-

мов. Сформировавшееся причинно-следственное положение в этом процессе закрепили ошибочные позиции исследователей и инженеров, по сути, утверждающие, что природа лишила железнодорожников законов механики. Рассмотрим, так ли это, на отечественных примерах.

Отечественная исследовательская научно-теоретическая база

Практическая необходимость углубленных научно-теоретических исследований оценки динамических постоянных и переменных сил и реакций взаимодействия колес паровозов в контактах с рельсами в зависимости от скорости движения была определена крушениями поездов (1883, 1888 гг.) на железных дорогах России. Крушения стали основным мотивом профессора Н. П. Петрова в исследовании влияния целого ряда сопутствующих носителям причин явлений, которые не имели к этому времени теоретических обоснований и алгоритмов оценки: допускаемых границ напряжений $[\sigma]$ в рельсах (в соприкосновениях с колесами) [4].

Зная закон несвободного и вынужденного движения материальной точки по заданной неподвижной поверхности и с учетом наложенных на нее связей, профессор Н. П. Петров приступил к определению действующих на нее сил. На основе такого подхода были разработаны имитационная математическая модель анализа и алгоритмы определения числовых значений векторов: горизонтальных сил тяги, которые определенным образом зависят от времени и от скорости паровоза; вертикальных центробежных сил вращающихся масс, воспринимаемых рельсами при поступательной и вращательной скорости движения колес, их сцепления с рельсами. В основу имитационных математических моделей были положены уравнения Цимермана и Клапейрона. Приоритет по наиболее объективной сходимости с реальностью получила модель на основе уравнений Клапейрона.

Для подтверждения научной достоверности теории Н. П. Петров выполнил уточнение и коррекцию результатов ранее выполненных опытов других ученых. Расчетные значения динамических нагрузок от колес на рельсы имели сходимость с опытными данными в интервале плюс 3,9 % и минус 1,8 % (в килограмм-силах) [4].



По заключению ученого, эта теория «освобождала от необходимости делать предположения некоторого подобия существующей действительности и позволяет оценивать полное обособленное влияние каждого фактора, невозможное в опытах». В дальнейшем теория Н. П. Петрова получила развитие в исследованиях и научных работах профессоров С. П. Тимошенко, А. Л. Васютинского, Г. М. Шахунянца и других в области взаимодействия подвижного состава и пути.

В 1897 году по проекту Н. П. Петрова на Путиловском заводе создали пассажирский паровоз. Диаметр движущих колес паровоза составлял 2000 мм. Он с поездом массой 250 т достигал средней скорости 78 км/ч. Паровозы этой серии проработали до 1911 года – в курьерском движении, а до 1930-х годов – в местном [5].

Проблемы текущего момента

Интенсивный переход на прогрессивные виды тяги (тепловозы, электровозы) определил ряд новых динамических свойств тележечных экипажей с индивидуальным приводом колесных пар. Возникшие проблемы не имели объективного научно-теоретического анализа и объяснения, что привело к необходимости изучать их в процессе экспериментальных исследований.

Необходимо заметить, что в процессе экспериментов не идентифицировался ряд основных факторов: сила тяги КМБ и отдельных локомотивных секций, максимальные моменты количества движения инерциальных сил вращающихся масс КМБ и ряд других [6]. Числовые критерии сил взаимодействия колес с рельсами вычислялись по величине амплитуд и ускорений поддрессоренной части тележек и кузова, приведенных к их гравитационному ускорению в долях g , а также по коэффициентам динамики поддрессоренных частей K_d в зависимости от поступательной скорости различных типов локомотивов [6].

Решая непростые задачи улучшения динамики тяговых приводов тепловозов, А. И. Беляев [7] обратил внимание научной общественности на различное вибрационное состояние буксовых узлов колесных пар с опорно-осевым подвешиванием тяговых приводов. В процессе тщательно подготовленных и выполненных опытов он установил, что измеряемой единице вибрационного ускорения буксы в доле g (со стороны зубча-

того редуктора) каждый раз соответствовала неопределенная (случайная) величина вертикальных амплитуд возмущений, поступающих от рельсовой колеи, в сравнении с противоположной буксой.

Математическим имитационным моделированием вибраций элементов КМБ тепловозов (ТЭ10Л, ТЭ10В, ТЭ116, ТЭМ7), в сопоставлении со статистико-вероятностными данными опытов, А. И. Беляев установил существование зависимостей амплитуд вибраций буксовых узлов от консервативных сил, определяемых неподдрессоренными массами различных типов приводов. Однако эти зависимости из-за недостаточной аналитической аргументации в течение продолжительного времени вызывают у экспертов недоверие к ним. В то же время большинство известных моделей, за редким исключением, сформированы на основе приближенных линейных дифференциальных уравнений вынужденных синусоидальных колебаний рам тележек и кузова. Математическая сущность такого прогнозирования отражает недостаточное понимание практических законов гармонических колебаний и динамики системы КМБ, в частности, существующих кинематических и динамических факторов в контактах колес с рельсами, когда точка колеса T (точка контакта с рельсом) вынуждена двигаться по заданной неподвижной поверхности рельса непредсказуемого физического состояния.

Исходя из определения динамики, она имеет одно начало – скорость. Однако до настоящего времени у исследователей сохраняется недостаточное понимание природы связей механизма качения и математической сущности конвергенции уравнений (в частном случае) кинематики поступательно-вращательного движения колеса: поступательной, окружной и угловой скорости; касательного, нормального и углового ускорений при равномерном движении локомотива и равномерном вращении колеса [3].

Это связано с тем, что в современных учебниках по теоретической механике и монографиях авторы приводят ряд противоречивых толкований законов динамики и теорем плоскопараллельного движения полюсов ведущих колес, в частности, точек соприкосновения их с рельсами. Например, качение колеса по прямолинейному рельсу рассматривается только как поступательное со скоростью центра колеса. Таким образом, слож-

ное движение точек – полюсов сечений кругов качения колес – принимается тождественным поступательному движению локомотива, при котором все его точки движутся так же, как произвольно выбранные полюсы – центры колес [8; 9].

В работах [10–12] впервые предложены адаптированные методика и алгоритмы, позволяющие объективно решать задачи динамики несвободного, плоскопараллельного и поступательно-вращательного движения полюса колеса, когда точка вынуждена двигаться по заданной неподвижной поверхности или кривой. Методика позволяет определять: а) что закон движения точек круга сечения профиля железнодорожных колес соответствует годографу циклоиды, сохраняя связи и соотношения диаметров колес одной колесной пары с поступательной скоростью тепловоза; б) результирующую скорость V_A точки A (принадлежащей кругу качения колеса) на любом участке трансцендентной траектории циклоиды (от 0 до π), учитывая диаметр движущих колес, положение колесной пары в рельсовой колее и время; в) скорость взаимодействия колес с рельсами V_B , в зависимости от поступательной скорости V_0 тепловоза; г) угловую скорость ω_B взаимодействия колес с рельсами; д) угловое центростремительное ускорение $\varepsilon_{ц}$ в контактах колес с рельсами.

Определение углового ускорения в контакте колеса с рельсом

Одна из ряда причин неразвитости теории взаимодействия «колесо-рельс» [13] состоит в том, что несвободное движение колес локомотивов относится к мало изученным разделам теоретической и прикладной механики¹ [9]. В базисе противоречий, в частности, доминирует отсутствие адаптированной практической методики и алгоритма, позволяющих определять численные значения углового (центростремительного) ускорения точки центра масс ведущего колеса, являющегося его полюсом и контактом с рельсом.

Цель работы состоит в актуализации и описании математических уравнений углового ускорения и разработке математического алгоритма решения задач с высокой достоверностью оценки критериев ускорения в контакте «колесо-рельс» на базисе теории циклоиды,

мгновенной угловой скорости точки круга качения каждого в отдельности колеса колесной пары в контакте с рельсом, с учетом конструкторско-технических параметров КМБ.

МЕТОДОЛОГИЯ, РЕЗУЛЬТАТЫ, ОБСУЖДЕНИЕ

Методологические подходы к решению задач оценки угловых ускорений, в частном случае, требуют уточнения и обоснования особенностей теоретических положений кинематики и динамики несвободного, сложного, поступательно-вращательного движения колес локомотива, например, вращения колес (колесной пары), напессованных на ось. Закон вращательного движения колеса выражает уравнение:

$$\varphi = f(t). \quad (1)$$

Измеряется угол φ всегда в радианах. Основными кинематическими характеристиками вращательного движения колеса является его угловая скорость ω и угловое ускорение ε . Угловую скорость в данный момент времени t выражает уравнение:

$$\omega = d\varphi/dt. \quad (2)$$

Если угловая скорость колеса остается постоянной ($\omega = \text{const}$), то вращение колеса называется равномерным:

$$\omega = \varphi/t. \quad (3)$$

В технике скорость равномерного вращения часто определяют числом оборотов в минуту, обозначая эту величину через n , об/мин. Зависимость между n , об/мин и ω – 1/сек. При одном обороте колесо поворачивается на угол 2π , а при n оборотах на $2\pi n$, этот поворот делается за время $t = 1 \text{ мин} = 60 \text{ сек}$. Исходя из этого следует, что:

$$\omega = \pi n/30 \approx 0,1 n. \quad (4)$$

Следует особо подчеркнуть, что n по размерности не угол, а угловая скорость. Тогда угловое ускорение в данный момент времени численно будет равно первой производной от угловой скорости по времени:

$$\varepsilon = d\omega/dt. \quad (5)$$

В качестве единицы измерения обычно применяется 1/сек².

Установив характеристики угловой скорости круга качения колеса в целом, необходимо перейти к пояснению движения отдельных его точек [10; 14]. Чтобы упредить противоречия и дискуссии, необходимо напомнить о том, что закон движения условной точки круга сечения ведущего колеса имеет математическое описание обыкновенной циклоиды. При движении колеса – круга качения

¹ Тарг С. М. Краткий курс теоретической механики: учеб. для втузов. – М.: Высшая школа. – 1986. – 416 с.



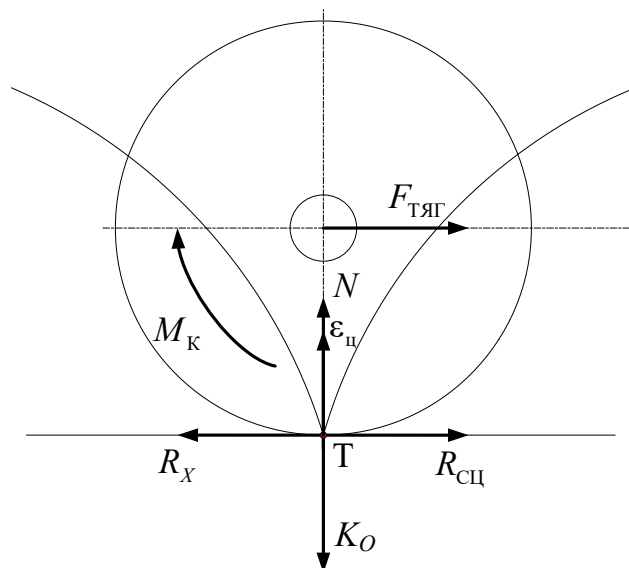


Рис. 1. Траектория движения точки A сечения колеса (линии циклоиды), векторы углового ускорения $\epsilon_{ц}$, момента M_K в соприкосновении колеса с рельсом, векторы: $F_{ТЯГ}$ – сил тяги, R_X – реакций рельса, $R_{ЦЛ}$ – сила, отражающая сцепление в состоянии равновесия (тождественная R_x), K_O – импульс равнодействующих сил [выполнено авторами].

с радиусом r , условная точка A будет описывать циклоиду, плоскость которой перпендикулярна к оси вращения, но центр поворота будет в точке T , в полюсе на неподвижной поверхности центроиды (поверхность головки рельса).

Необходимо отметить, что угловая скорость качения круга сечения бандажа имеет отличие от линейной или окружной скорости точки A [10; 14].

Математический закон равномерного, плоскопараллельного движения точек сечения колес без проскальзывания в полюсах представлен математической трансцендентной функцией – циклоидой, которая сохраняет соотношения и связи векторов ускорения в полюсе колеса. Этот закон определен уравнениями кинематики поступательной, результирующей и угловой скоростей при равномерном движении колесной пары и угловым ускорением в условных точках возврата обыкновенной циклоиды, теоремами Н. Е. Жуковского, Д'Аламбера [15].

При таком подходе закон движения материальной точки по поверхности рельса равен:

$$V_0 = \frac{dS}{dt}, \quad (6)$$

где V_0 – поступательная скорость колеса.

При условии, что колесо вращается равномерно, можно определить линейную скорость точки A , которая расположена на круге качения обода колеса:

$$V_A = V_0 = \frac{dS}{dt} = (r\varphi) = r \frac{d\varphi}{dt} = r\omega. \quad (7)$$

Согласно свойствам циклоиды [10–12; 14], получаем уравнение вектора линейной результирующей скорости:

$$V_A = 2 V_0 \cdot \cos \alpha. \quad (8)$$

Из условия, что полюс контакта колеса T с рельсом не скользит по рельсу и вектор линейной результирующей скорости точки колеса V_A направлен под углом $\cos 45^\circ$ к поступательной скорости центра колеса V_0 , что соответствует $\frac{\sqrt{2}}{2}$, находим:

$$V_A = 2V_0 \frac{\sqrt{2}}{2} = V_0 \sqrt{2}. \quad (9)$$

Следовательно, тождество (9) исключает сомнения профессора М. Ф. Вериги [3] и позволяет определять мгновенную угловую скорость взаимодействия круга качения каждого колеса колесной пары с рельсом:

$$\omega_T = \frac{V_A}{r}. \quad (10)$$

Формула (10) показывает, что V_A представляет мгновенную скорость взаимодействия круга сечения колеса с рельсом в полюсе T . Эта скорость математически обоснована параметрической связью с диаметром круга качения. Наряду с этим вектор результирующей скорости V_A , касательной к циклоиде, всегда проходит через верхнюю точку диаметра круга качения. А нормаль к касательной всегда проходит через полюс T [10–12; 14]. В соответ-

ствии с трансцендентностью циклоиды, каждый годограф имеет свою постоянную k :

$$k = \sqrt{\frac{1}{2r}}. \quad (11)$$

По условию (10), когда известен: модуль средней алгебраической поступательной скорости V_0 , числовое значение передаточного отношения тягового редуктора μ колесно-моторного блока, диаметр кругов качения колес, определяем угловую скорость взаимодействия колеса с рельсом для любого сечения профиля одной колесной пары. При этом линейная скорость V_0 должна быть выражена в радианах в секунду, тогда:

$$V_0 = \frac{\pi n}{30} r, \quad (12)$$

$$\omega_T = V_T = V_0 \sqrt{2}, \quad (13)$$

$$\omega_T = \frac{\pi n}{30} r \sqrt{2}. \quad (14)$$

Если угловая скорость является величиной постоянной $\omega = \text{const}$, то вектор нормального углового ускорения полюса T будет направлен по нормали к трансцендентным годографам точки подвижной центроиды². Следовательно, ускорение материальной точки колеса по модулю соответствует центростремительному ускорению $\varepsilon_{ц}$, вектор которого всегда направлен от точки T к центру оси круга O сечения сложного профиля колеса (рис. 1):

$$\varepsilon_{ц} = \frac{\pi^2 n^2}{900} r \sqrt{2}. \quad (15)$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, развитие методики определения категории скорости сложного поступательного и вращательного движения колеса локомотива позволяет решать первую и вторую задачи динамики и определить реакции наложенных связей. Основной закон динамики для несвободного движения точки колеса примет вид:

$$\sum m_k \varepsilon_{ц} = \sum F^a + N, \quad (16)$$

² Бать М. И., Джанелидзе Г. Ю., Кельзон А. С. Теоретическая механика в примерах и задачах. В 3 томах. Том 1. Статика и кинематика – М.: Наука, 1967. – 512 с.

где F^a – активные постоянные и переменные силы, действующие на полюс T ;

N – реакция ровной поверхности неподвижной центроиды (рельса) на воздействие полюса колеса с учетом конвергенции активных сил и скоростей.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Гапанович В. А., Попов Ю. И. О взаимодействии динамически нагруженной механической части электровозов и инфраструктуры // Локомотив. – 2021. – № 5 (774). – С. 2–5. EDN: UMAZYL.
2. Валинский О. С. Локомотивная тяга: настоящее и задачи на будущее // Локомотив. – 2017. – № 12 (732). – С. 2–6. EDN: ZVRVEV.
3. Вериго М. Ф., Коган А. Я. Взаимодействие пути и подвижного состава. – М.: Транспорт, 1986. – 558 с.
4. Петров Н. П. Давление колес на рельсы железных дорог, прочность рельсов и устойчивость пути. – Петроград: Тип. Т-ва «Электро-тип. Н. Я. Стойковой», 1915. – 263 с.
5. Карянин В. И. Памятный знак ученому – новатору // Локомотив. – 2020. – № 6 (762). – С. 46–48. EDN: QPLZTR.
6. Королев К. П. Тележечные экипажи локомотивов для повышенных скоростей движения // Труды ВНИИЖТ. – 1962. – № 248. – 304 с.
7. Беляев А. И. Динамические свойства тяговых приводов тепловозов и возможности их улучшения / дисс... докт. техн. наук. – М.: МИИТ, 1978. – 394 с.
8. Гарг В. К., Дуккипати Р. В. Динамика подвижного состава. – М.: Транспорт. – 1988. – 391 с. ISBN 5-277-00226-X (рус.), ISBN 0-12-275950-8 (англ.).
9. Гура Г. С. Качение тел с трением. Фреттинг. – Сочи: ООО «Полиграфический центр Дория», 2009. – 295 с. ISBN 978-5-94945-020-8.
10. Новачук Я. А., Никитин Д. Н., Коблов Р. В., Тепляков А. Н. Новая парадигма кинематики «колесо-рельс» // Известия Транссиба. – 2014. – № 3 (19). – С. 24–31. EDN: SYLZDD.
11. Коблов Р. В., Егоров П. Е., Новачук Я. А. Новое прочтение механизма образования силы тяги локомотива // Мир транспорта. – 2016. – № 5 (66). – С. 6–18. DOI: <https://doi.org/10.30932/1992-3252-2016-14-5-1>.
12. Novachuk, Ia., Koblov, R., Teplyakov, A., Egorov, P. Innovative Method of Determination of Speed of Interaction of Wheels with Rails. 15th International Scientific Conference «Procedia Engineering». St. Petersburg, 2016, Vol. 165, pp. 1503–1511. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.11.886.
13. Митрохин А. Н. «Колесо-рельс»: Требуется более совершенная теория // Железнодорожный транспорт. – 1998. – № 7. – С. 41–44.
14. Новачук Я. А., Никитин Д. Н., Коблов Р. В. Кинематика взаимодействия «колесо-рельс» // Мир транспорта. – 2012. – № 4 (42). – С. 16–19. EDN: PFFKJP.
15. Жуковский Н. Е. Кинематика, статика, динамика точки. – М.: Оборонгиз, 1939. – 403 с. ●

Информация об авторах:

Егоров Петр Егорович – старший преподаватель кафедры транспорта железных дорог Дальневосточного государственного университета путей сообщения (ДВГУПС), Хабаровск, Россия, P. E. Egorov@rambler.ru.

Коблов Роман Викторович – старший преподаватель кафедры транспорта железных дорог Дальневосточного государственного университета путей сообщения (ДВГУПС), Хабаровск, Россия, romashka.one2007@rambler.ru.

Новачук Ярослав Антонович – кандидат технических наук, доцент кафедры транспорта железных дорог Дальневосточного государственного университета путей сообщения (ДВГУПС), Хабаровск, Россия, novachuk@inbox.ru.

Статья поступила в редакцию 06.12.2022, актуализирована 07.05.2023, одобрена после рецензирования 27.08.2023, принята к публикации 29.08.2023.

